

VŠB – Technická universita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra mechaniky

Návrh modelu pro provozní vyvažování ve dvou rovinách

Design of a Model for Operational Two Planes Balancing

Student:

Radek Fest

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Alena Bilošová, Ph.D

Ostrava 2010

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucí bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 - školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB – TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, bakalářské práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB – TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB -TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

V Ostravě

.....

podpis studenta

Adresa trvalého pobytu studenta:

Radek Fest

Přovice 235

784 01 Litovel

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

FEST, R. *Návrh modelu pro provozní vyvažování ve dvou rovinách: bakalářská práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra mechaniky, 2010, 49 s. Vedoucí práce: Ing. Alena Bilošová, Ph.D.

Tato bakalářská práce se věnuje návrhu modelu pro provozní vyvažování ve dvou rovinách sloužícímu pro výuku. V úvodu je věnována pozornost základům mechanického kmitání a pojednáno o jednotlivých typech nevyváženosti. Další část popisuje provozní vyvažování a princip vyvažování na vyvažovacích strojích, včetně příslušných metod a možnostech jejich použití. Praktická část se zabývá návrhem modelu pro provozní vyvažování a postupu při jeho výrobě. Na modelu je provedeno vyvažování v jedné i ve dvou rovinách s popisem jednotlivých měření a zhodnocením výsledků dle příslušné normy. Pro vyvažování ve dvou rovinách je také sestaven návod do cvičení.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

FEST, R. *Design of a Model for Operational Two Planes Balancing: Bachelor Thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of mechanics, 2010, 49 p. Thesis head: Ing. Alena Bilošová, Ph.D.

This bachelor thesis deals with design of a model for operational two planes balancing destined for classwork. In the beginning, attention is paid basics of mechanical vibration and deals with individual types of unbalances. The next part describes operational balancing and principle of balancing on balancing machines including propriate methods and their possibilities of use. The practical part deals with design of the model for operational balancing and its manufacture. There is one and two planes balancing made on the model including description of individual measurements and revaluation of outcomes according to propriate standard. There is also exercise instruction made for two planes balancing.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ.....	8
1. ÚVOD.....	10
2. KMITÁNÍ.....	12
2.1 Kmitání buzené rotující hmotou	13
3. TYPY NEVYVÁŽENOSTÍ ROTORŮ	16
3.1 Statická nevyváženost	17
3.2 Dynamická nevyváženost	17
3.3 Obecná nevyváženost	18
4. VYVAŽOVÁNÍ.....	19
4.1 Rotory.....	19
4.2 Vyvažování na vyvažovacích strojích.....	20
4.3 Kritické otáčky	22
5. PROVOZNÍ VYVAŽOVÁNÍ	23
5.1 Analýza problému	23
5.2 Excentricita	24
5.3 Vratné síly.....	24
5.4 Nesouosost.....	25
6. METODY PROVOZNÍHO VYVAŽOVÁNÍ	26
6.1 Provozní vyvažování ve dvou rovinách	26
6.1.1 Oddělená řešení v jedné rovině.....	26
6.1.2 Současná řešení v jedné rovině	27
6.1.3 Výpočet vektorů ve dvou rovinách.....	27
6.1.4 Odvození statické a dynamické složky	27
7. NÁVRH MODELU	28
7.1 Určení kritických otáček	30

7.1.1 Určení kritických otáček výpočtem.....	30
7.1.2 Experimentálně	30
8. MĚŘENÍ.....	31
8.1 Vyvažování v jedné rovině	32
8.2 Vyvažování ve dvou rovinách	35
9. ZÁVĚR.....	41
10.SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	42
11.SEZNAM PŘÍLOH	43

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

Symbol	Jednotka	Význam
D	[g]	Nevývažek
E	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
F_{OD}	[N]	Odstředivá budící síla
F_{ODy}	[N]	Složka odstředivé budící síly ve směru osy Y
J	[mm ⁴]	Moment setrvačnosti
P	[N]	Síly od nevývahy
X	[mm · s ⁻¹]	Vektor kmitů ložiskových podpor
b	[N · s · m ⁻¹]	Koeficient tlumení
d	[mm]	Průměr hřídele
e	[mm]	Excentricita
f	[Hz]	Frekvence budící síly
g	[m · s ⁻²]	Tíhové zrychlení
k	[N · m ⁻¹]	Tuhost pružiny
k_N	[N · mm ⁻¹]	Tuhost nosníku
m	[kg]	Hmotnost soustavy
m_k	[kg]	Hmotnost kotouče
l	[mm]	Délka hřídele mezi ložisky
m_n	[kg]	Hmotnost nevývažku
r_n	[mm]	Poloměr, na kterém nevývažek leží
t	[s]	Čas
y	[mm]	Okamžitá výchylka
y_a	[mm]	Amplituda výchylky
w	[-]	Hmotnost pokusného závaží
Φ	[°]	Úhel natočení nevývažku
Φ_0	[°]	Počáteční úhel natočení nevývažku
Ω_0	[s ⁻¹]	Vlastní kruhová frekvence

α	$[mm \cdot s^{-1} \cdot g^{-1}]$	Příčinkový součinitel
δ	$[s^{-1}]$	Konstanta doznívání
η	$[-]$	Činitel naladění
ξ	$[-]$	Poměrný útlum
φ	$[^\circ]$	Úhel natočení osy rotace vůči ose setrvačnosti
ω	$[s^{-1}]$	Kruhová frekvence budící síly

1. ÚVOD

Každý určitě někdy přemýšlel, proč jsou některé stroje hlučnější než jiné. Proč se třeba kolo při volném otáčení zastaví ventilem dolů, nebo proč se nám někdy při určitých rychlostech v autě třese volant. Jedním z důvodů bývá nevyváženost strojních částí.

Dle [1] je rotor součástí strojního zařízení, která je na nevyváženost velmi citlivá. Jejím důsledkem vznikají vibrace, které jsou ve většině případů nežádoucí. Zajistit klidný chod celého zařízení je velice důležité hned z několika důvodů. Například kvůli hluku, který je vibracemi produkován, ale hlavně kvůli dlouhému a bezporuchovému provozu zařízení. Vibracemi se totiž výrazně snižuje životnost všech strojů. U výrobních strojů mohou mít vibrace přímo vliv na kvalitu finálních produktů. Samotné nevyváženosti mohou vzniknout nerovnoměrným rozložením hmot součásti vůči ose rotace, což může být způsobeno například nehomogenním materiálem, popřípadě nepřesnostmi při výrobě. Ovšem budící síly, které vyvolávají vibrace, mohou mít svůj původ i v samotné funkci daného stroje. Vliv vibrací se projevuje tím, že dochází k závadám a rychlejšímu opotřebení stroje. Nejčastěji jsou to právě ložiskové jednotky, kde se různými typy digitálních, či mechanických měřících přístrojů určuje velikost vibrací. Často se také stává, že se chvění přeneso do základů, či do nejbližšího okolí. Pokud součásti, které jsou jedním z výše uvedených důvodů nevyvážené, začnou rotovat, vznikají v nich odstředivé síly, jejichž velikost narůstá s druhou mocninou počtu otáček. Odstranění vibrací se provádí některou z celé řady vyvažovacích metod. Každá z těchto metod je vhodná u jiného typu zařízení.

V teoretické části této práce jsou uvedeny základní pojmy a vztahy z oblasti mechanického kmitání a jeho vyhodnocování. Jsou zde popsány jednotlivé druhy nevyvážeností, jejich příčiny a možnosti odstranění. Dále je zde proveden úvod do problematiky vyvažování, popsán způsob vyvažování na vyvažovacích strojích a také jsou popsány způsoby provozního vyvažování ve dvou rovinách. Je pojednáno o základních typech rotorů, rozdílech mezi nimi, a odlišnostech při jejich vyvažování. Část práce se věnuje také příčinám kmitání strojů a jejich částí, kde je věnována pozornost odlišení nevyváženosti od ostatních příčin kmitání jako je nesouosost atd.

V praktické části práce je dle vypracované výkresové dokumentace sestaven model vyvažovacího zařízení poháněného elektromotorem, na kterém lze pomocí frekvenčního měniče plynule měnit otáčky. Tento model umožňuje navození dynamické nevyváženosti. Na modelu lze vyvažovat v jedné nebo ve dvou rovinách. Postup a výsledky provedených měření, stejně jako podrobnější popis modelu, budou dále uvedeny. Sestavený model bude studentům sloužit v předmětu vibrační diagnostika pro nácvik vyvažování v jedné, či ve dvou rovinách. Tento předmět se zabývá monitorováním a vibrační diagnostikou strojů. Největší

pozornost je v tomto předmětu věnována seznámení se s běžnými typy závad, které se mohou u rotačních strojů vyskytnout a způsobům jejich identifikace z naměřených spekter nebo z časových průběhů vibrací. Studenti se zde učí pracovat s programovým a přístrojovým vybavením, které se používá v provozním monitorování a diagnostice a jsou seznámeni se základy zpracování signálů. Laboratoře vibrační diagnostiky jsou vybaveny modely a přístroji, pomocí kterých se studenti snaží své znalosti aplikovat. Model navržený v této práci bude vhodným doplněním stávajícího vybavení laboratoře a umožní zařazení nové úlohy – provozní vyvažování ve dvou rovinách – kterou na stávajícím zařízení není možné provádět.

2. KMITÁNÍ

Kmitavý pohyb je takový, kdy se těleso nebo hmotný bod pohybuje po úsečce, či kruhovém oblouku kolem rovnovážné polohy. Ke kmitavému pohybu dochází tehdy, když je těleso vázáno k rámu pružnou vazbou. Podle [2] můžeme rozdělení mechanického kmitání provést na základě jeho:

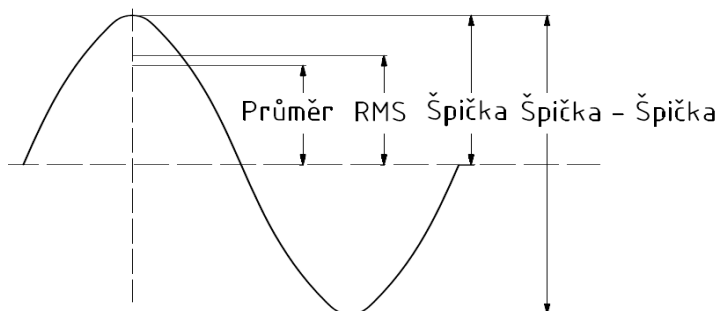
- Vzniku
 - Volné
 - Buzené
 - Samobuzené
- Průběhu
 - Tlumené
 - Netlumené
- Typu fyzikálních charakteristik mechanické soustavy
 - Lineární
 - Nelineární

Velkou část tohoto rozdělení by bylo možné dále zpřesnit. Například nelinearita kmitání může být slabá nebo silná apod.

Základními veličinami při vyhodnocování mechanického jsou kmitání výchylka (udává se v milimetrech), rychlost vibrací (udává se v mm/s) a zrychlení (udává se v g nebo m/s^2). Při měření celkových vibrací se dle [4] používají tato vyjádření:

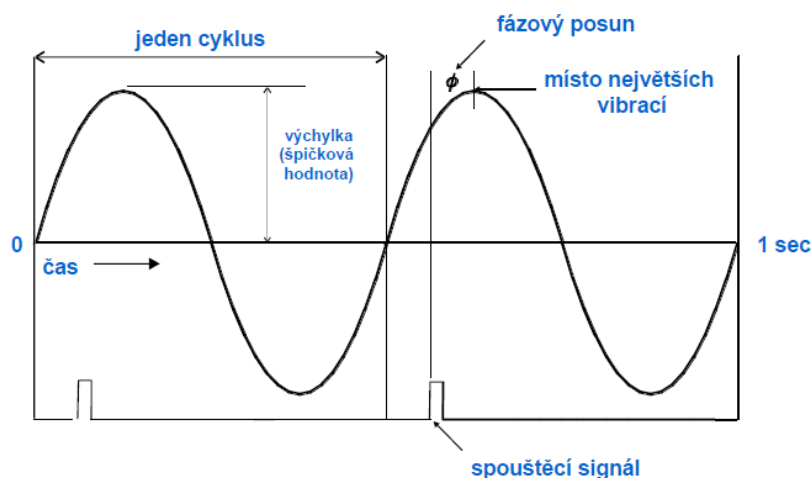
- Špičková hodnota (peak)
- Špička – špička (peak to peak, lze vyjádřit jako $2 \cdot \text{špička}$)
- Průměrná hodnota (average, lze vyjádřit jako $0,637 \cdot \text{špička}$)
- Efektivní hodnota (RMS, u sinusového signálu ji lze vyjádřit jako $0,707 \cdot$

špička , jinak je dána vztahem $x_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T x^2 dt}$)



Obr. 1 Vyjádření velikosti sinusového signálu

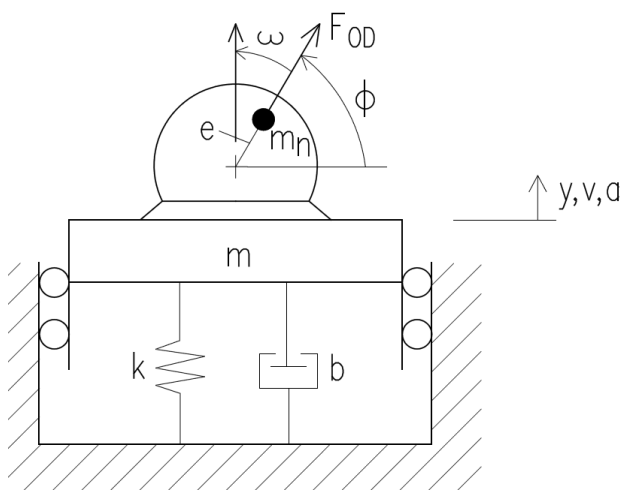
Dalším důležitým pojmem je fáze, což je porovnání časového průběhu pohybu jednotlivých částí (bodů) zařízení vůči sobě, nebo ve vztahu k fázové referenci (např. značka na rotujícím hřídeli). Na obrázku 2 je znázorněn průběh fáze v časovém diagramu.



Obr. 2 Průběh fáze v časovém diagramu

2.1 Kmitání buzené rotující hmotou

Podle [2] bývají vibrace často způsobeny nevyváženou rotující hmotou. Tento případ může nastat např. při rotaci staticky nevyváženého rotoru. Na obr. 3 je naznačen nevyvážek o hmotnosti m_n na rameni e rotující úhlovou rychlostí ω . Výpočty v této kapitole převzaty z [2]



Obr. 3 Schéma buzení rotující hmotou

Důsledkem tohoto nevyvážku vznikne odstředivá síla konstantní velikosti daná vztahem:

$$F_{OD} = m_n \cdot e \cdot \omega^2 \quad (1)$$

Tato odstředivá síla má složku ve směru pohybu:

$$F_{ODy} = F_{OD} \cdot \sin \phi \quad (2)$$

Kde ϕ je úhel natočení nevývažku. Při rovnoměrné rotaci nevývažku platí:

$$\phi = \omega \cdot t + \phi_0 \quad (3)$$

Kde ϕ_0 je počáteční úhel natočení nevývažku. Pohybová rovnice systému na obr. 3 bude mít tvar:

$$m \cdot \ddot{y} + b \cdot \dot{y} + k \cdot y = F_{OD} \cdot \sin(\omega \cdot t + \phi_0) \quad (4)$$

Kde k je tuhost pružiny, m hmotnost kmitající soustavy a b koeficient tlumení.

Ustálené řešení této pohybové rovnice má tvar:

$$y = y_a \cdot \sin(\omega \cdot t + \phi_0 - \phi) \quad (5)$$

Kde amplituda výchylky je:

$$y_a = e \cdot \frac{m_n}{m} \cdot \frac{\eta^2}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + (2 \cdot \xi \cdot \eta)^2}} \quad (6)$$

Kde η je činitel naladění, pro který platí:

$$\eta = \frac{\omega}{\Omega_0} \quad (7)$$

Kde vlastní kruhová frekvence:

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (8)$$

Vztahy pro určení ostatních použitých veličin:

Poměrný útlum:

$$\xi = \frac{\delta}{\Omega_0} \quad (9)$$

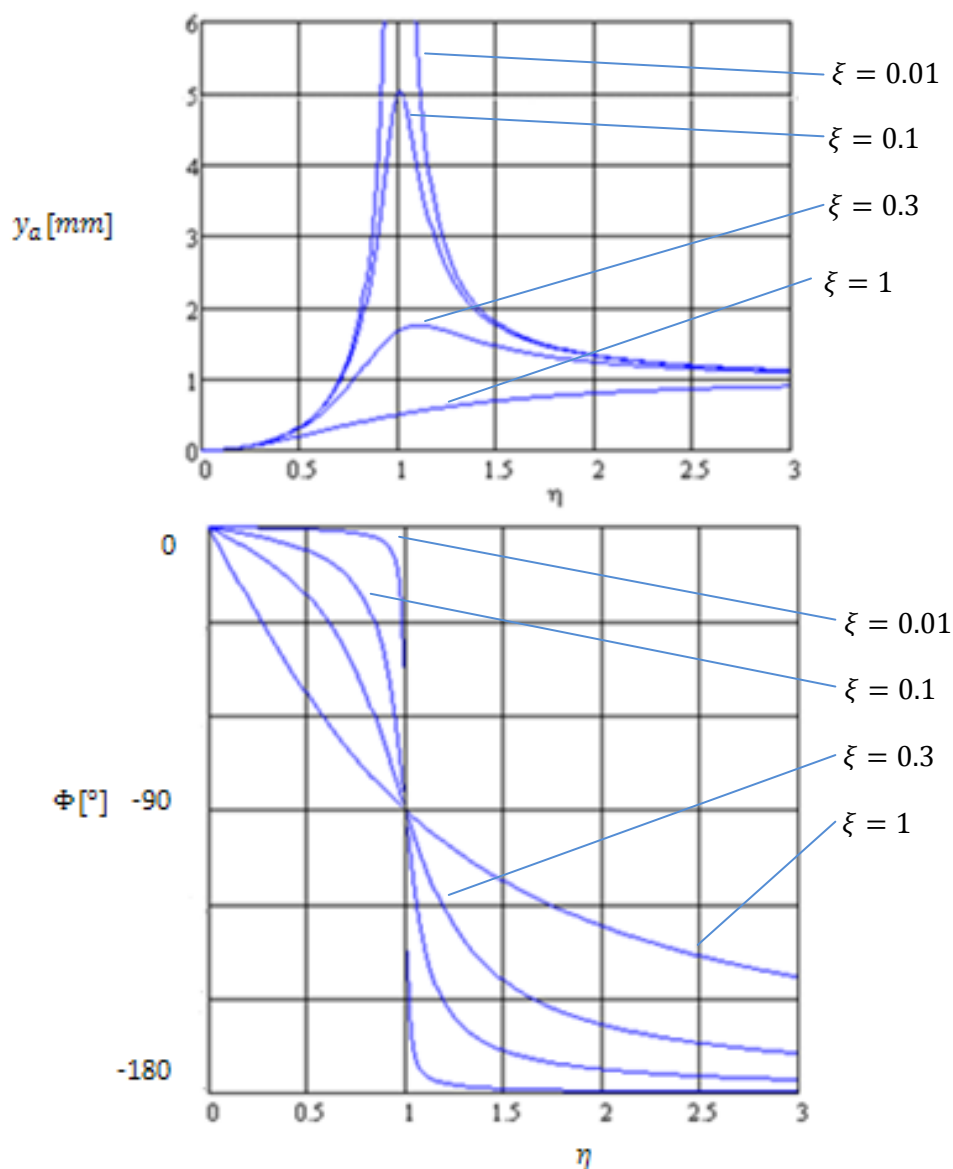
Konstanta doznívání:

$$\delta = \frac{b}{2 \cdot m} \quad (10)$$

Frekvence budící síly se často uvádí v Hz . Vztah mezi kruhovou frekvencí budící síly (úhlovou rychlostí nevývažku) a frekvencí budící síly je:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f \quad (11)$$

Na obr. 4 je vykreslena amplitudo-fázová charakteristika, která se označuje také jako Bodeův diagram. Ve vrchní části obrázku je možné sledovat průběh amplitudy v závislosti na měnícím se činiteli naladění. Pro různé hodnoty poměrného útlumu ξ je zde vykresleno průběhů několik.



Obr. 4 Amplitudo-fázová charakteristika

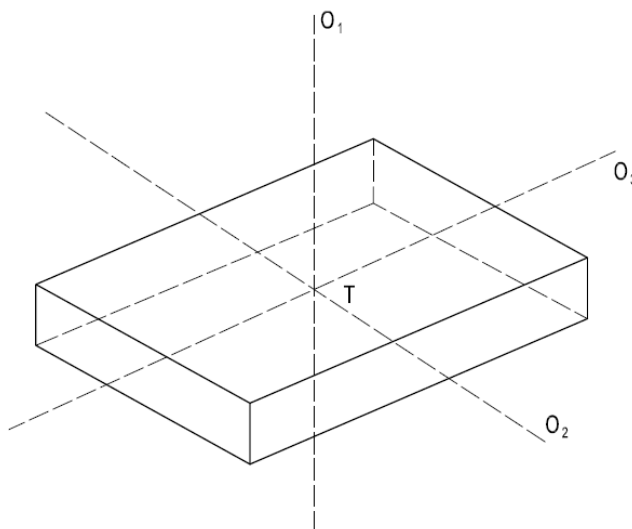
Ve spodní části obrázku je vykreslena závislost fázového posuvu ϕ na činiteli naladění η . Pokud je u netlumeného kmitání činitel naladění roven jedné, nastává rezonance, kdy je amplituda nekonečně velká. To ovšem v praxi nastat nemůže, reálný tlumený systém neexistuje a poměrný útlum je tak vždy větší než nula. Dále je možné pozorovat, že se zvětšujícím se poměrným útlumem se u buzení rotující hmotou rezonance posouvá doprava.

3. TYPY NEVYVÁŽENOSTÍ ROTORŮ

Tak jako u všech těles, tak i u rotorů můžeme dle [1] najít tři hlavní osy setrvačnosti, které procházejí těžištěm rotoru. Tyto osy mají zvláštní dynamický význam. Jako příklad lze použít prizmatické těleso zobrazené na obr. 5. Těžiště tohoto tělesa je označeno písmenem T a hlavní osy setrvačnosti jsou označeny O_1, O_2, O_3 . Pokud toto těleso začne volně rotovat v prostoru, tak se každá jeho částice snaží zaujmout polohu co nejdál od okamžité osy rotace. V případě, kdy okamžitá osa rotace splyne s jednou z hlavních os setrvačnosti, nastane tzv. ustálený stav. Do tohoto stavu se však těleso nedostane ihned, ale až po určité době kývavým pohybem. Ovšem v praxi tento jev nastat nemůže, jelikož rotor je uložen v ložiskách, což samozřejmě tomuto kývavému pohybu a hledání ustálené polohy brání. Rotor má však i přesto snahu, aby osa rotace a hlavní osa setrvačnosti splynuly v jednu. V důsledku toho jsou ložiska a s nimi spojené části zařízení, popřípadě i základ zatěžovány dynamickými silami.

Z toho jasně vyplývá důležitost toho, aby nejen u rotorů byla osa rotace zároveň vždy i hlavní osou setrvačnosti tělesa. U některých těles však není tak úplně jednoduché hlavní osy setrvačnosti určit. Třeba u odlitků, kde se mohou vyskytnout vnitřní dutiny, se nemůžeme spolehnout pouze na to, že vnější tvary jsou souměrné.

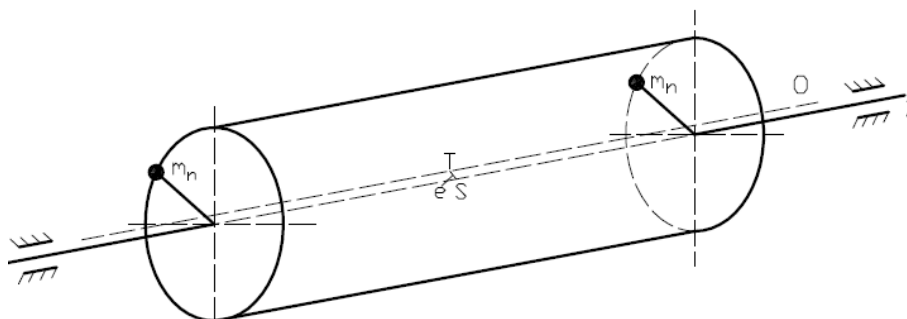
Podle [1] existují tři druhy nevyvážeností: statická, dynamická a obecná. Rozlišujeme je podle polohy, kterou zaujímá hlavní osa setrvačnosti vzhledem k ose rotace.



Obr. 5 Hlavní osy setrvačnosti prizmatického tělesa

3.1 Statická nevyváženost

O čistě statickou nevyváženost se jedná podle [1] tehdy, když je hlavní osa setrvačnosti O rovnoběžná s osou rotace Z , jak je naznačeno na obr. 6. Platí zde předpoklad, že hmota rotoru je rozložena rovnoměrně vzhledem k radiální rovině, která prochází středem S . Těžiště T v této rovině leží také. Pro příklad si lze představit rotor uložený v ložiskách. Statickou nevyváženost si lze představit jako dvě stejně velké hmoty m_n uložené k uvedené radiální rovině souměrně, což způsobí vybočení těžiště a také hlavní osy setrvačnosti. Statickou se tato nevyváženost nazývá proto, že se projevuje, aniž by se rotor musel otáčet. Pro odstranění takovéto nevyváženosti se snažíme, aby se těžiště tělesa posunulo zpět do osy rotace. Toho docílíme přidáním nebo odebráním hmoty v jedné vyvažovací rovině.

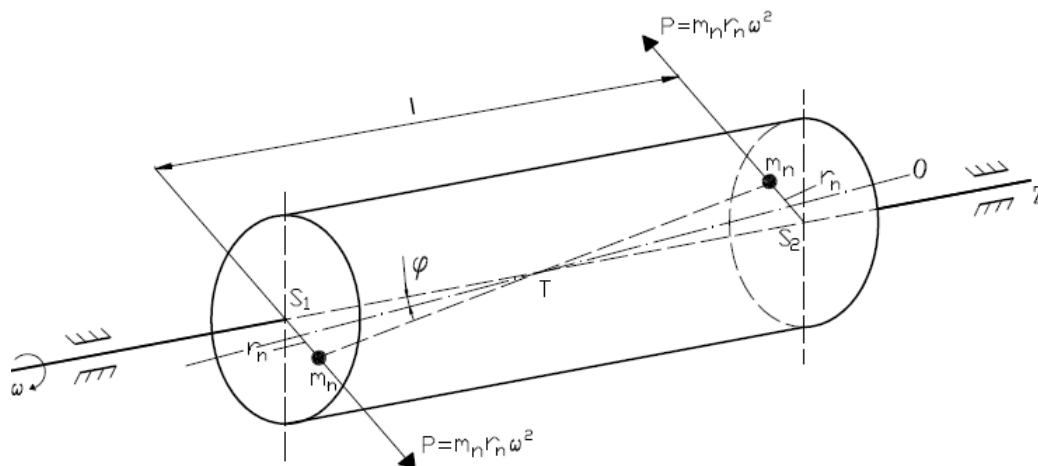


Obr. 6 Staticky nevyvážený rotor

3.2 Dynamická nevyváženost

Čistě dynamicky nevyvážené je těleso tehdy, když jeho těžiště je na ose rotace a hlavní osa setrvačnosti je různoběžná s osou rotace. Vznik tohoto typu nevyváženosti je znázorněn na obr. 7. Pro představu lze uvést rotor, který má větší axiální délku a je dokonale homogenní. Dynamickou nevyváženost je tady možné si představit jako dvě stejně velké hmoty m_n na poloměru r_n . Tyto hmoty leží v čelních rovinách diametrálně proti sobě. Těžiště rotoru stále zůstává na ose rotace Z , hlavní osa setrvačnosti ale protíná osu rotace pod úhlem φ . Pokud bude takto nevyvážený rotor v klidu, jeho nevyváženost se nijak neprojeví a rotor zůstane v klidu při jakémkoliv pootočení. Teprve až se rotor roztočí, tak se začne dynamická nevyváženost projevovat.

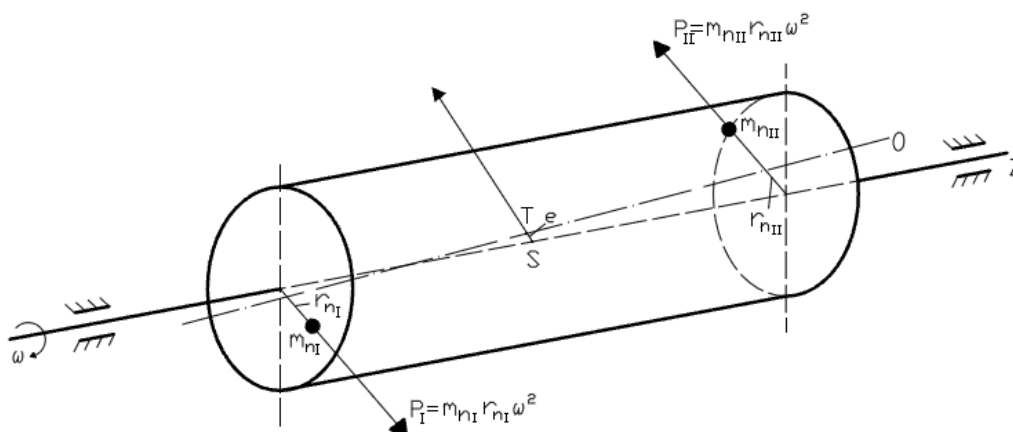
Dynamickou nevyváženost lze odstranit tak, že se přidají nebo odeberou dvě hmoty o stejné velikosti do dvou vyvažovacích rovin tak, aby vyvolaly působení dvojice odstředivých sil, které budou mít stejnou velikost, ale budou působit v opačném smyslu.



Obr 7 Dynamicky nevyvážený rotor

3.3 Obecná nevyváženost

Obecná nevyváženost je podle [1] nejobvyklejším typem a je jakousi náhodnou kombinací statické a dynamické nevyváženosti. Nastává tehdy, je-li hlavní osa setrvačnosti tělesa mimoběžná s osou rotace. Jak je možné vidět na obr. 8, obecnou nevyváženost si lze představit jako dvě hmoty m_{nI} a m_{nII} . Tyto hmoty mají různou velikost a mají také různou vzájemnou polohu v čelních rovinách. Jako jejich důsledek vzniknou odstředivé síly P_I a P_{II} . Ty působí ve dvou rovinách a lze je kompenzovat dvěma hmotami, které se přidají nebo odeberou ve vyvažovacích rovinách. Velikost a poloha vyvažovacích hmot na rotoru se určuje pomocí některého z vyvažovacích postupů uvedených v [1]

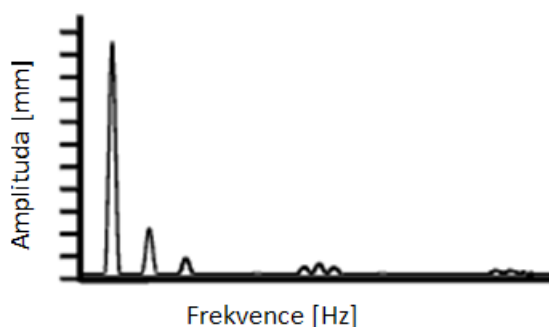


Obr. 8 Obecně nevyvážený rotor

4. VYVAŽOVÁNÍ

Vyvažování rotorů a obecně strojních součástí se provádí za účelem odstranění nerovnováhy rotujících částí způsobující vibrace.

Před tím, než se začne vyvažovat, je třeba potvrdit, že vibrace jsou opravdu způsobené nevyvážeností. To můžeme poznat ze spektra. Jak je možné vidět na obr. 9, nevyváženost je charakterizována výrazně vyšší špičkou na otáčkové frekvenci, než je normální. Signál vibrací se zde mění jednou za otáčku hřídele. Stejně se projevuje např. nesouosost, ale v další části práce je uvedeno, jak lze tyto příčiny od sebe odlišit.



Obr. 9 Zobrazení nevyváženosti ve spektru

4.1 Rotory

Podle [4] rozlišujeme 2 základní typy rotorů:

- Tuhé
- Pružné

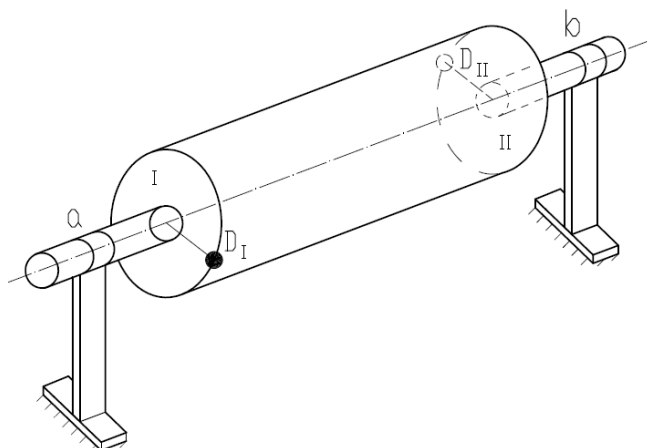
Tuhý rotor je takový, který pracuje dostatečně pod kritickými otáčkami. Během rotace se nedeformuje – jeho osa zůstává až do maximálních provozních otáček neproměnná. Takový rotor není nutné vyvažovat při provozních otáčkách (stačí při nízkých otáčkách). Tuhé rotory se vyvažují na vyvažovačkách. Náklady na vyvážení se zde pohybují v řádech desítek tisíc korun. Vyvažování tuhých rotorů a jejich tolerancím se věnuje norma ČSN ISO 1940-1:2004

Pružný rotor je takový, který pracuje nad kritickými otáčkami. Takový rotor nelze prohlásit za tuhý kvůli jeho pružnému průhybu, nerotuje totiž pouze kolem své osy rotace, ale také kolem tzv. průhybové čáry, která vznikne deformací rotoru při vyšších otáčkách. Pružné rotory se musejí vyvažovat při skutečných provozních otáčkách. Většina rotorů má výstupky z hladkého povrchu, které při vyšších otáčkách způsobují víření vzduchu. S ohledem na tuto skutečnost se celá řada pružných rotorů musí vyvažovat při sníženém tlaku vzduchu v tzv. vyvažovacím tunelu, který je opatřen vývěvami. Takovýto druh vyvažování je podstatně

dražší. Cena se zde pohybuje v řádech statisíců korun. Vyvažování pružných rotorů se věnuje norma ČSN ISO 11342:1998. Při volbě počtu vyvažovacích rovin se u pružných rotorů řídíme vztahem $2+n$, kde n je počet kritických otáček.

4.2 Vyvažování na vyvažovacích strojích

Podle [1] můžeme při dynamickém vyvažování tuhých rotorů ve dvou rovinách libovolně rozložené nevyvážené hmoty nahradit dvojicí nevývažků D_I a D_{II} ve dvou vyvažovacích rovinách I a II, jak je znázorněno na obrázku 10. Okamžitou výchylku ložiskové jednotky (nejčastěji ve směru největší poddajnosti) lze považovat za průmět vektoru kmitu, tedy myšleného vektoru pevně spojeného s otáčejícím se rotorem v rovině ložiskové jednotky. V průmětu do vyvažovací roviny svírá vektor nevývažku s vektorem kmitu tzv. úhel zpoždění, který je závislý především na otáčkách rotoru a tlumení kmitající soustavy.



Obr. 10 Schéma uložení rotoru

Předpokládejme, že je systém lineární, což znamená, že malý nevývažek způsobí malou výchylku a se zvětšující se hmotností nevývažku se lineárně zvětšuje i výchylka. Potom lze vyjádřit vektory kmitů ložiskových podpor a , b , vyvolaných nevývažky dvěma vektorovými rovnicemi. Pro nultý chod platí: Výpočty v této kapitole převzaty z [1].

$$X_{a0} = \alpha_{aI} \cdot D_I + \alpha_{aII} \cdot D_{II} \quad (12)$$

$$X_{b0} = \alpha_{bI} \cdot D_I + \alpha_{bII} \cdot D_{II} \quad (13)$$

Kde

- $X_{a,b}$ jsou vektory kmitů ložiskových podpor a , b nevyváženého rotoru.
- $D_{I,II}$ jsou vektory hledaných nevývažků respektive vývažků ve zvolených vyvažovacích rovinách I, II

- $\alpha_{aI} \div \alpha_{bII}$ jsou vektory kmitů ložiskových podpor a, b vyvolaných pomocným vývažkem umístěným v rovině I resp. II. Nazývají se také příčinkoví činitelé, nebo koeficienty vlivu.

V prvním chodu je přidáno do první vyvažovací roviny pokusné závaží, jehož důsledkem vznikne vektor w_I a znovu se sestaví vektorové rovnice. Tentokrát ve tvaru:

$$X_{a1} = \alpha_{aI} \cdot (D_I + w_I) + \alpha_{aII} \cdot D_{II} \quad (14)$$

$$X_{b1} = \alpha_{bI} \cdot (D_I + w_I) + \alpha_{bII} \cdot D_{II} \quad (15)$$

Ve druhém chodu se stejným způsobem pokusné závaží umístí do druhé vyvažovací roviny a způsobí vektor w_{II} . Rovnice budou mít potom tvar:

$$X_{a2} = \alpha_{aI} \cdot D_I + \alpha_{aII} \cdot (D_{II} + w_{II}) \quad (16)$$

$$X_{b2} = \alpha_{bI} \cdot D_I + \alpha_{bII} \cdot (D_{II} + w_{II}) \quad (17)$$

V dalším kroku se od sebe rovnice následujícím způsobem odečtou:

první chod – nultý chod

druhý chod – nultý chod

Po odečtení příslušných rovnic se vyjádří koeficienty vlivu:

$$\alpha_{aI} = \frac{X_{a1} - X_{a0}}{w_I} \quad (18)$$

$$\alpha_{bI} = \frac{X_{b1} - X_{b0}}{w_I} \quad (19)$$

$$\alpha_{aII} = \frac{X_{a2} - X_{a0}}{w_{II}} \quad (20)$$

$$\alpha_{bII} = \frac{X_{b2} - X_{b0}}{w_{II}} \quad (21)$$

Rovnice (12) a (13) tvoří soustavu dvou rovnic o dvou neznámých vektorech D_I a D_{II} . Lze si tedy např. z rovnice (12) vyjádřit vektor D_I a dosadit do rovnice (13), aby bylo možné vyjádřit vektor D_{II} . Po matematických úpravách a zjednodušení výrazu vznikne vztah:

$$D_{II} = \frac{X_{b0} \cdot (X_{a1} - X_{a0}) - X_{a0} \cdot (X_{b1} - X_{b0})}{(X_{a1} - X_{a0}) \cdot (X_{b2} - X_{b0}) - (X_{a2} - X_{a0}) \cdot (X_{b1} - X_{b0})} \cdot w_{II} \quad (22)$$

Analogicky stejným způsobem si lze z rovnice (13) vyjádřit vektor D_{II} a dosadit do rovnice (12), aby bylo možné vyjádřit vektor D_I . Po úpravách tedy vznikne:

$$D_I = \frac{X_{b0} \cdot (X_{a2} - X_{a0}) - X_{a0} \cdot (X_{b2} - X_{b0})}{(X_{a2} - X_{a0}) \cdot (X_{b1} - X_{b0}) - (X_{a1} - X_{a0}) \cdot (X_{b2} - X_{b0})} \cdot w_I \quad (23)$$

Ve chvíli, kdy jsou známy vektory nevývažků, jsou známy i vektory vývažků, které hledáme. Ty mají stejnou velikost, ale opačný směr než vektory D_I a D_{II} . Platí tedy:

$$Q_I = -D_I \quad (24)$$

$$Q_{II} = -D_{II} \quad (25)$$

Hmotnosti těchto vývažků jsou dány velikostí vektorů Q_I a Q_{II} a jejich umístění na rotoru je dáno fází těchto vektorů

Nutno podotknout, že při řešení uvedených rovnic jsou vektory pojímány jako komplexní čísla, jelikož vektory nevývažků i vektory kmitů leží v navzájem rovnoběžných rovinách kolmých na osu rotace.

Vyvažovačky jsou dle [4] speciální stroje, které jsou navrženy tak, aby hodnoty příčinkových činitelů byly známy. Jejich hodnoty se vkládají přímo do výpočetních programů, takže velikost i místo umístění vyvažovacího závaží se stanoví po jediném měření. Jen ve výjimečných případech je zapotřebí dalších korekčních chodů kvůli dosažení požadované jakosti vyvážení.

4.3 Kritické otáčky

V oblasti kritických otáček dochází podle [1] k velmi nežádoucímu jevu, a to k rezonanci. Kritické otáčky jsou velmi důležitou veličinou. Jejich určení může být provedeno výpočtem při konstrukci stroje, což ovšem přináší relativně nepřesné výsledky. Spolehlivější bývá kritické otáčky ještě experimentálně ověřit.

Na zařízení, kde lze libovolně měnit počet otáček, se změří vibrace ložiskových jednotek v závislosti na otáčkách rotoru. Naměřené hodnoty se zanesou do grafu. Na svislou osu se nanesou amplitudy kmitů a na vodorovnou osu otáčky. Z tohoto grafu je pak možné kritické otáčky v místě nejvyšší amplitudy odečíst tak, jak je vidět na obrázku 4.

5. PROVOZNÍ VYVAŽOVÁNÍ

Jak je z názvu patrné, provozní vyvažování je druh vyvažování, který se provádí ve smontovaném stavu. Příklady uplatnění tohoto způsobu vyvažování jsou uvedeny již v úvodu. Tak jako každá metoda, tak i tato má své výhody a nevýhody. Mezi výhody patří úspory nákladů, které by musely být vynaloženy kvůli delší odstávce zařízení, jeho mnohdy časově náročné demontáži a také kvůli dopravě k vyvažovačce a zpět. Nespornou výhodou této metody je také fakt, že se rotor vyvažuje jako celek. To znamená, že se rotor vyvažuje ve své skříni a otáčí se ve svých ložiskách. Nevýhodou této metody je potom nutnost několikerého najetí zařízení a jeho následného odstavení. Stroj se také musí po dobu vyvažování odstavit z výrobního procesu.

Provozní vyvažování je sice přímočarý proces, ale před tím než rotor může být vyvažován, musí být podle [5] splněny následující podmínky:

- Musí být učiněna opatření, která umožní korekci.
- Musí být učiněna opatření pro zjištění přesné amplitudy vibrací a fáze od nevyvážeností.
- Musí zde být možnost zastavovat a najíždět stroj při provádění váhové korekce.
- Vibrace musí být opravdu důsledkem nevyváženosti.

Je celkem zřejmé, zda jsou splněny první 3 podmínky. Zda je problém vibrací skutečně způsoben nevyvážeností, však už tak zřejmé být nemusí. Je zde velké množství problémů, které mohou mít vibrační charakteristiky podobné jako nevyváženost. Patří sem například nesouososti (buď spojky, nebo ložisek), mechanické uvolnění, excentricita, rezonance, elektrické problémy a v neposlední řadě i aerodynamické či hydraulické síly. Problémy tohoto druhu nemohou být zcela vyřešeny vyvažováním, a tudíž pokusy o vyvažování, které bývá časově náročné a je na něj vynaloženo nemalé úsilí, nemusí vést k uspokojivým výsledkům. Proto je potřebná předběžná analýza určená k tomu, aby se opravdu potvrdilo, že skutečnou příčinou vibrací je nevyváženost.

5.1 Analýza problému

Při prvním kroku analýzy problému nejsou zapotřebí přístroje, ani žádné měření. Jde zde o to, zjistit a ohodnotit okolnosti vedoucí ke vzniku současné situace. Je zapotřebí nahlédnout do záznamů o opravách, popřípadě konzultovat situaci s údržbou stroje a zjistit, zda nebyla vyměněna nějaká komponenta, která by mohla být nevyvážená. Důvodem mohou být i konstrukční změny, které mohly způsobit rezonanci. Pokud se náhle zvýší

hodnota vibrací, může to znamenat i to, že u stroje došlo k poškození (například ulomená lopatka), což samozřejmě vyžaduje mnohem více pozornosti než jakékoliv vyvažování.

Ačkoliv je vcelku jednoduché diagnostikovat nevyváženost, je zde několik problémů, jejichž důsledkem jsou charakteristiky amplitud a fází, které jsou hodně podobné klasické nevyváženosti – viz [5].

5.2 Excentricita

Problém excentricity lze vysvětlit na ozubeném kole nebo řemenici. Reakční síly generované excentrickým ozubeným kolem nebo řemenicí mají za následek vibrace při jednonásobku otáček a největší amplituda vibrací se objeví v radiálním směru. Tyto vibrace se pak mohou jevit jako vibrace způsobené běžnou nevyvážeností. Ovšem je důležité, že reakční síly, které díky excentricitě vzniknou, jsou silně směrové. Naopak nevyváženost je síla rotující, rovnoměrně aplikovaná ve všech směrech. Z toho plyne, že reakční síly způsobené excentricitou nemohou být při vyvažování zcela vykompenzovány. Podstatnou informaci o původu vibrací nám může podat srovnání fáze horizontálních a vertikálních kmitů. Při normální nevyváženosti je mezi horizontálními a vertikálními kmity rozdíl fáze asi 90° . Ale excentricita patří mezi silně směrové vibrace, u které jsou rozdíly fáze 0° nebo 180° .

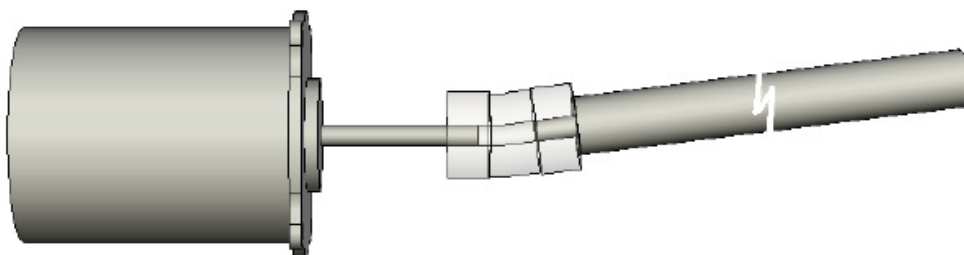
Řešením problému s excentricitou může někdy být použití dvou řešení vyvažování. Změří se amplituda a fáze pro horizontální a vertikální směr. Poté se umístí přídatná závaží a opět se změří příslušná data pro oba směry. Nakonec dojde ke srovnání konečných výsledků. Pokud jsou výsledky stejné, jedná se o jednoduchou nevyváženost. Pokud se však výsledky diametrálně liší, je problém ukrytý jinde.

5.3 Vratné síly

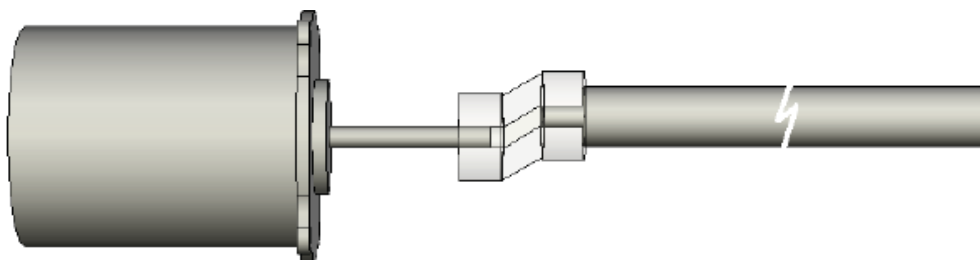
Vratné síly jsou typické u motorů a pístových kompresorů. U těchto problémů je obvyklý výskyt otáčkové frekvence vibrací ve spektru, a proto zde existuje poměrně velké riziko záměny těchto problémů s nevyvážeností. Ovšem vratné síly jsou obecně i zde silně směrové. I zde tedy dostaneme rozdíl horizontální a vertikální fáze stejný jako u excentricity. Opět je nutno řešit vyvažování pro oba směry – horizontální, vertikální a jejich fáze. Pokud se výsledky budou lišit, jedná se zde skutečně o problém s vratnými silami.

5.4 Nesouosost

Nesouosost ložisek či spojky bývá častou příčinou vibrací, které se projevují na otáčkové frekvenci. To může opět zapříčinit záměnu vibrací od nesouososti s vibracemi způsobenými nevyvážeností. Je nutno podotknout, že existují případy, kdy lze radiální síly způsobené nesouosostí minimalizovat pomocí provozního vyvažování. Ve většině případů se ovšem zjistí, že pokud dojde ke zmenšení vibrací v jednom radiálním směru, dojde ke zvětšení amplitudy vibrací v kolmém směru. Nesouosost způsobuje jak radiální, tak i axiální síly. Zda se v daném případě jedná o nesouosost, nám velmi dobře napoví srovnání právě axiálních a radiálních vibrací. Existuje obecné pravidlo, které říká, že pokud je amplituda axiálních vibrací větší než 50% největší amplitudy ve směru radiálním (horizontálním nebo vertikálním), potom se očekává nesouosost. Příklady nesouososti jsou zobrazeny na obrázku 11a a 11b.



Obr. 11a Příklad úhlové nesouososti



Obr. 11b Příklad paralelní nesouososti

6. METODY PROVOZNÍHO VYVAŽOVÁNÍ

Provozní vyvažování může být prováděno v jedné, nebo více vyvažovacích rovinách. Při volbě počtu vyvažovacích rovin se rozhodujeme podle:

- Typu nevyváženosti.
- Možnosti přístupu k rotoru.

Pokud převládá statická nevyváženost, stačí pro vyvažování pouze jediná rovina. Pokud však převládá nevyváženost dynamická, musí se volit roviny minimálně dvě, u pružných rotorů i více. Co se týče přístupu k rotoru, pokud budeme mít u stroje přístup pouze k jedné vyvažovací rovině, tak nezbývá nic jiného než použít pouze ji. Ve [5] se uvádí, že ve dvou rovinách se vyvažují rotory, které mají provozní otáčky větší než 150 min^{-1} a poměr jejich délky k průměru je větší než 0,5. Dále dlouhé rotory s poměrem délky k průměru větším než 2 (i v případě, že jejich otáčky nedosahují hodnoty 150 min^{-1}).

6.1 Provozní vyvažování ve dvou rovinách

Existuje celá řada metod řešení provozní nevyváženosti ve dvou rovinách, mezi které dle [5] patří například:

1. Oddělená řešení v jedné rovině
2. Současná řešení v jedné rovině
3. Výpočet vektorů ve dvou rovinách
4. Odvození statické a dynamické složky

Problém může být většinou řešen kteroukoliv z uvedených metod. Ovšem některé z nich mohou vyžadovat pro dosažení přijatelné vyváženosti mnohem více chodů. To je dáno závislostí na velikosti vzájemného vlivu.

6.1.1 Oddělená řešení v jedné rovině

Pokud pro řešení použijeme metodu oddělených řešení v jedné rovině, tak se každý konec rotoru řeší jako naprosto samostatný problém v jedné rovině. Většinou se vybere ten konec zařízení, který má větší amplitudu vibrací. Ten se standardním řešením v jedné rovině vyvažuje jako první. Jakmile s úspěchem dokončíme vyvážení první roviny, druhý konec zařízení se vyváží úplně stejným postupem. Může se stát, že po dokončení vyvažování druhého konce se zjistí zvýšení amplitudy vibrací prvního konce na nepřijatelnou úroveň důsledkem vzájemného vlivu. Proto může být nutné první konec znovu vyvážit, což ovšem může mít opět vliv na druhý konec. Důsledkem toho se musí celý postup znovu a znovu opakovat, dokud nejsou oba konce vyváženy na nějakou přijatelnou úroveň.

6.1.2 Současná řešení v jedné rovině

Tento postup je jakousi rozšířenou verzí předchozího postupu. Rozšíření spočívá v tom, že i zde je sice každý konec řešen jako samostatný, ale na rozdíl od předchozí metody se zde oba konce řeší současně. Původní amplitudy a fáze se zjistí pro oba konce. Následně je celé zařízení odstaveno, aby bylo možné k oběma koncům připevnit zkušební závaží. Po přidání zkušebních závaží se stroj znovu spustí a naměří se potřebná data pro oba konce. Poté se vypočítá řešení v jedné rovině, pro každý konec nezávisle. Nakonec se provedou vypočtené korekce. V případě malých vzájemných vlivů mívá tento postup za následek redukci nevyvážeností, a to na obou koncích pro každé řešení. Existuje samozřejmě určitá chyba v důsledku vzájemného vlivu korekčních a zkušebních závaží na obou koncích, jelikož zde vzájemný vliv nebyl uvažován. Pokud tedy budeme uvažovat velké hodnoty vzájemného vlivu, bude nutné několik chodů stroje pro dosažení optimálních výsledků. Tato a předchozí metoda nemají v dnešní době velký význam, protože většina přístrojů pro diagnostiku strojů má už zabudovaný program pro vektorový výpočet ve dvou rovinách – viz následující kapitola.

6.1.3 Výpočet vektorů ve dvou rovinách

U strojů, kde vzájemné vlivy hrají významnou roli, popřípadě u strojů, kde je zapotřebí dlouhá doba pro odstavení a najetí, lze proces vyvažování značně zjednodušit z hlediska práce i času. Slouží k tomu vektorové výpočty pro vyvažování ve dvou rovinách.

Pokud bychom měli tuto metodu ve stručnosti shrnout, tak umožňuje vyvažování ve dvou rovinách pomocí pouhých tří kroků. Nejprve se umístí známá nevyváha do jednoho místa a stanoví se dva koeficienty vlivu této nevyváhy na vibrace. Následně se umístí známá nevyváha do druhého místa a znovu se zjistí dva koeficienty vlivu. Nakonec se na základě řešení soustavy dvou komplexních rovnic (4 reálných) stanoví dva nevyvážky a dvě polohy, ve kterých se nevyvážky umístí. Tato metoda je předmětem této bakalářské práce a je odvozena v kapitole 4.2.

6.1.4 Odvození statické a dynamické složky

U této vyvažovací metody jsou měřeny amplitudy a fáze na dvou místech rotoru (mohou to být např. konce hřídele). Podle toho, zda převládá účinek nevyváhy jako statický, nebo dynamický, se rotor vyvažuje. Staticky v jedné rovině procházející osou hřídele, přičemž na základě vektorové závislosti se zjistí nevyváha, a místo kam se má umístit. Pokud převažuje dynamický účinek, vyvažuje se ve dvou rovinách a druhý nevyvážek se umístí o 180° vzhledem k prvnímu.

7. NÁVRH MODELU

Model, který byl v rámci této práce navržen, umožňuje navození dynamické i obecné nevyváženosti prostřednictvím přídavných hmot. Model je tvořen elektromotorem o jmenovitém výkonu 550 W a maximálních otáčkách 2800 min^{-1} , který je připojen k pružné spojce a čtyřmi šrouby k podstavné desce.

Pružná spojka byla zvolena, protože dobře vyrovnává osové odchylky hřídelů a navíc díky svým pružným členům dobře tlumí rázy. Spojka je uchycena na hřídeli elektromotoru pomocí těsného pera a k hnanému hřídeli je připojena pomocí stavěcího šroubu. Přes spojku je krouticí moment přenášen na první hřídel, na kterém jsou umístěny dva vyvažovací kotouče.

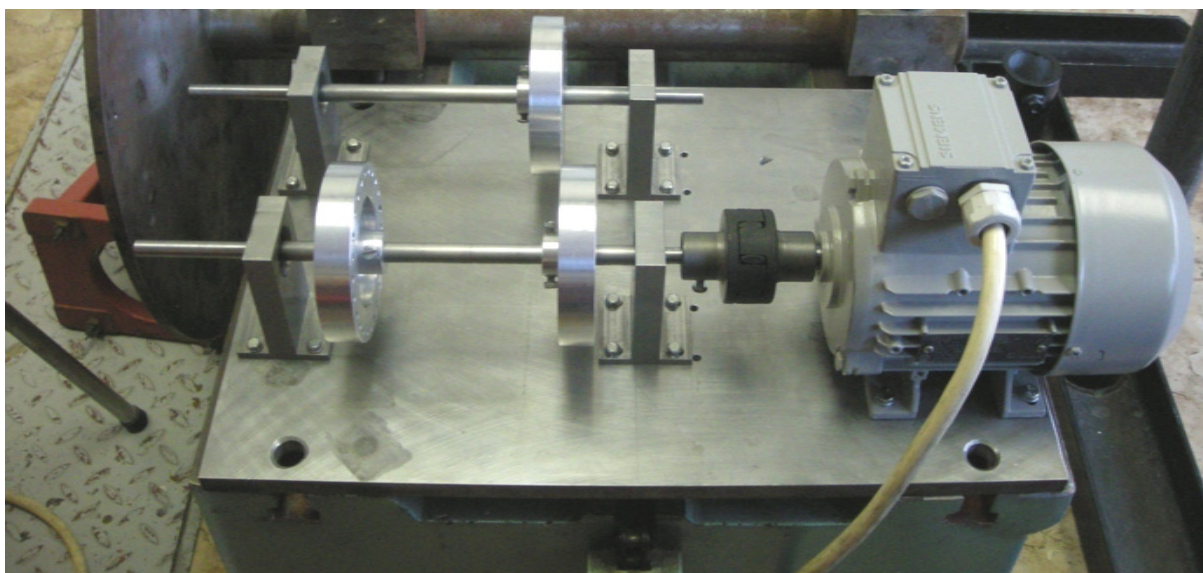
Kotouče jsou vyrobeny ze slitiny hliníku, což výrazně snížilo jejich hmotnost a zároveň zvýšilo citlivost na přidaná závaží. K tomu přispěla také úprava tvaru kotouče, kdy bylo vyrobeno odlehčení, které také umožnilo kotouč snadněji uchytit k hřídeli pomocí dvou šroubů umístěných naproti sobě. Uchycení kotoučů k hřídelům je řešeno tak, aby bylo možné měnit jejich vzájemnou vzdálenost po celé délce hřídele mezi oběma ložiskovými jednotkami. V kotoučích jsou zhotoveny průchozí otvory, ve kterých jsou vyřezány závity. Do těchto otvorů se umísťují přídavné hmoty v podobě šroubků různých délek a hmotností. Otvorů je po obvodu kotouče vyvrtaných 24 a jsou rovnoměrně rozmístěny po 15 stupních.

Na modelu jsou celkem dva hřídele, které lze spojit prostřednictvím řemenice klínovým řemenem. Z tohoto důvodu byla délka hřídele na vzdálenější straně od motoru prodloužena o potřebnou hodnotu. Oba hřídele jsou uloženy z každé strany v radiálním kuličkovém ložisku o vnitřním průměru 10 mm . Výhodou těchto ložisek je, že mohou pracovat i při velmi vysokých otáčkách a vyžadují naprosto minimální údržbu. Všechna ložiska na modelu jsou v ložiskových jednotkách uložena tzv. přes kuličku. To znamená, že vnitřní kroužek ložiska se na jedné straně opírá o osazení na hřídeli a vnější kroužek se na druhé straně opírá o osazení, které bylo vyrobeno uvnitř ložiskové jednotky. Toto je jeden ze způsobů uložení, kterým se zaručí, že nedojde k axiálnímu posuvu hřídele.

Samotné ložiskové jednotky byly taktéž vyrobeny z oceli a k podstavné desce jsou uchyceny pomocí čtyř šroubů. Otvory pro tyto šrouby nejsou dokonale kruhové, ale o něco delší ve směru osy hřídele. To bylo učiněno z důvodů vyrovnání případných výrobních nepřesností.

Podstavná deska je vyrobena z oceli a její tloušťka je 10 mm . U desky byl požadavek, aby byla dostatečně tuhá a při chodu celého zařízení nezačala vibrovat. Všechny otvory v desce byly vyrobeny jako průchozí.

Posledním komponentem celého modelu je frekvenční měnič, který je umístěn na stojanu. Je připojen k elektromotoru a umožňuje plynulou změnu otáček na ovládacím panelu. Jeho prostřednictvím se také celý model ovládá. Model je umístěn na universálním stojanu, který má v sobě drážky ve tvaru obráceného písmene T. Do těchto drážek se umístí čtyři šrouby, kterými je deska přišroubována ke stojanu. Celý model i se stojanem je zobrazen na obr. 12.



Obr. 12 Hotový model pro vyvažování

Základní parametry modelu	
TYP ELEKTROMOTORU	SIEMENS 1LA7 073-2AA10
JMENOVITÝ VÝÝKON	0.55 KW
OTÁČKY	2800
DÉLKA HŘÍDELE MEZI LOŽISKY	210 mm
HMOTNOST KOTOUČE	0.383 kg
TYP SPOJKY	GE-T 24-32 AA
TYP LOŽISEK	6200 – 2RSH
ROZMĚRY PODSTAVNÉ DESKY	500x340x10 (mm)

7.1 Určení kritických otáček

Aby bylo možné použít metodiku pro vyvažování tuhého rotoru, je potřeba ověřit, zda rotor pracuje pod kritickými otáčkami. U málo tlumeného systému se první kritické otáčky přibližně rovnají první vlastní frekvenci rotoru.

7.1.1 Určení kritických otáček výpočtem

Pro výpočet byl použit zjednodušený model nosníku na dvou kloubových podporách s hmotou umístěnou uprostřed nosníku.

Hmotnost kotouče: $m_k = 0.383 \text{ kg}$; průměr kotouče: $d = 12 \text{ mm}$; délka hřídele mezi ložisky: $l = 210 \text{ mm}$; materiál hřídele: ocel, kde $E = 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$. Vzorce (25) a (26) převzaty z [3].

1. Moment setrvačnosti nosníku kruhového průřezu

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 12^4}{64} = 1017.8 [\text{mm}^4] \quad (25)$$

2. Tuhost nosníku

$$k_N = \frac{192 \cdot E \cdot J}{l^3} = \frac{192 \cdot 210000 \cdot 1017.8}{210^3} = 4431 [\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}] \quad (26)$$

3. Vlastní frekvence

Jelikož uprostřed hřídele jsou soustředěny dva kotouče, bylo počítáno s dvojnásobnou hmotností.

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{k_N}{2 \cdot m_k}} = \sqrt{\frac{4431}{0.766}} = 76 [\text{s}^{-1}] \quad (27)$$

Tato vlastní frekvence by se měla přibližně rovnat kritickým otáčkám.

7.1.2 Experimentálně

Při experimentálním určení kritických otáček byla zjištěna první ohybová vlastní frekvence ze spektra rychlosti vibrací naměřeného na rotoru v klidovém stavu po vybuzení kmitání pomocí úderu kladívkem. Byla zjištěna hodnota 181 Hz .

Jak lze z porovnání výsledků vidět, tak vypočítaná hodnota nekoresponduje s hodnotou naměřenou. To je zapříčiněno tím, že výpočet je proveden pro hmotu soustředěnou uprostřed nehmotného nosníku, což není případ tohoto modelu. Nicméně provádět přesnější výpočet pomocí MKP není nutné, protože hodnotu první vlastní frekvence (a tím přibližně i prvních kritických otáček) známe přesně z experimentu.

8. MĚŘENÍ

Na připraveném modelu bylo provedeno vyvažování v jedné i ve dvou rovinách s měřením fáze. Měření se provádělo přístrojem pro zpracování a vyhodnocování signálu MICROLOG CMVA10 od firmy SKF. Tento přístroj je zobrazen na obr. 13.



Obr. 13 Microlog CMVA10

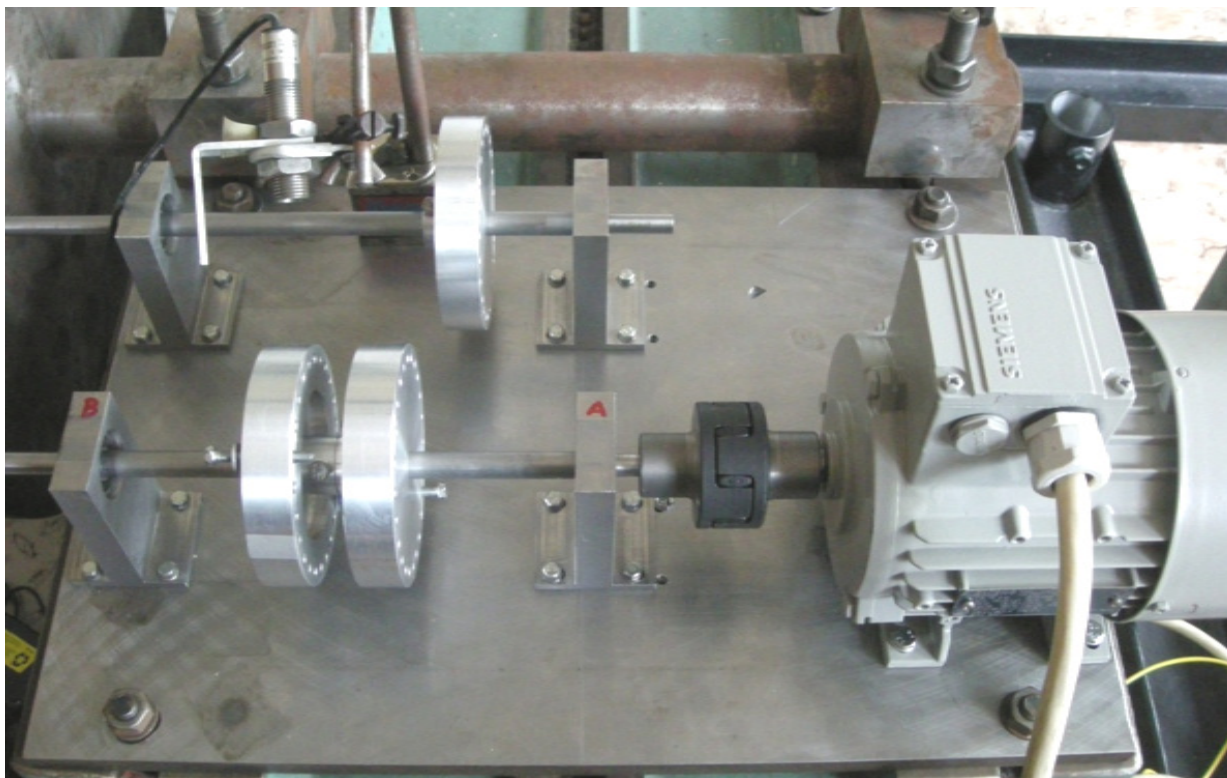
Pro měření fáze byla na modelu nainstalována optická sonda. Kvůli tomu byla na jednom z kotoučů také zhotovena referenční značka. K micrologu byl připojen snímač, který byl uchycen na ložiskové jednotky, kde se vibrace měřily. Snímač je zobrazen na obr. 14.



Obr. 14 Akcelerometr

8.1 Vyvažování v jedné rovině

Při vyvažování v jedné rovině byly kotouče na modelu usazeny vedle sebe doprostřed hřídele, jak je vidět na obr. 15. Při všech měřeních byla otáčková frekvence 40 Hz, tedy dostatečně pod kritickými otáčkami rotoru.



Obr. 15 Vyvažování v jedné rovině – rozložení kotoučů

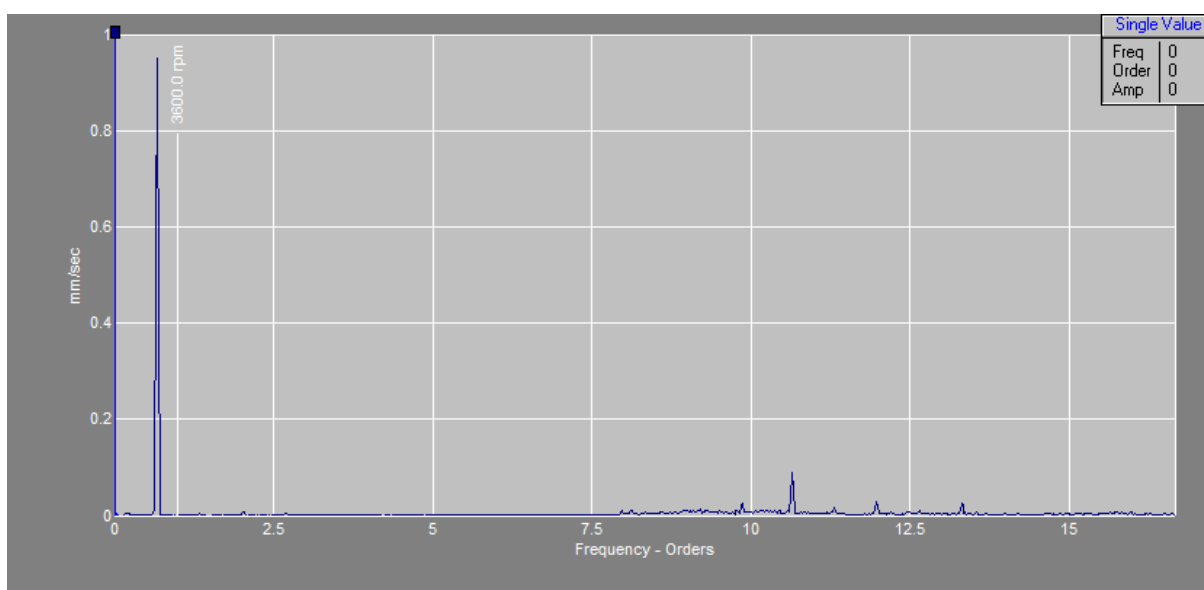
Pro další měření platí, že ložiska jsou číslována od elektromotoru. To znamená, že v elektromotoru jsou ložiska s označením 1 a 2, tudíž ložiska A, B na obr. 15 mají čísla 3, 4). Model byl vyroben tak přesně, že hodnoty vibrací byly zanedbatelné. Z tohoto důvodu bylo na jeden z kotoučů upevněno závaží, které simulovalo přirozenou nevyváženost na modelu.

V prvním kroku byla neměřena spektra vibrací pro ložiskové jednotky a pro jednotlivé směry (horizontální, vertikální a axiální). Výsledky měření jsou zpracovány v tabulce 1.

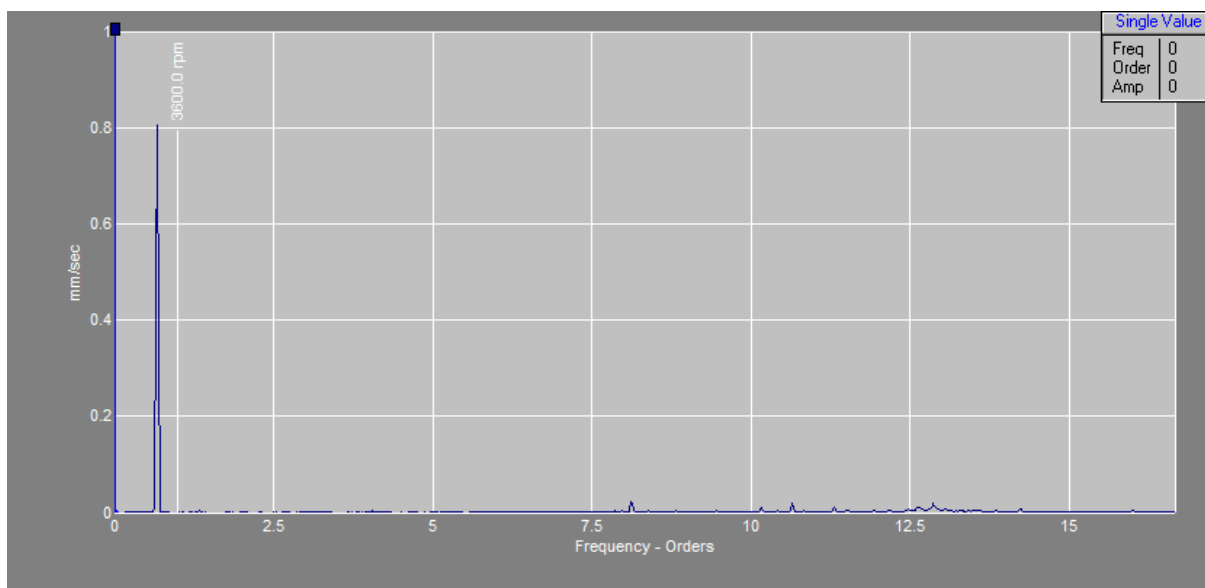
Rychlost	v_{ef} [mm/s]	
Místo/směr	3	4
Horizontálně	0.96	0.81
Vertikálně	0,40	0,17
Axiálně	0.55	0,54

Tab. 1 Celkové efektivní hodnoty vibrací – jedna rovina

Dle očekávání byly nejvyšší hodnoty vibrací naměřeny na obou ložiskách v horizontálním směru. Na obrázku 16 a 17 lze vidět spektra změřená právě v těchto místech.



Obr. 16 Spektrum vibrací ložiska 3 v horizontálním směru – jedna rovina



Obr. 17 Spektrum vibrací ložiska 4 v horizontálním směru – jedna rovina

Jak je z tab. 1 patrné, nejvyšší hodnota vibrací činí $0,96 \text{ mm/s}$. Dle normy ČSN ISO 10816-1 tato hodnota náleží pásmu strojů s označením B. To jsou stroje, které mohou být zpravidla provozovány po neomezeně dlouhou dobu a není je tedy potřeba vyvažovat. Pro účely této práce však bylo vyvažování provedeno. Jelikož byly nejvyšší hodnoty vibrací zaznamenány v horizontálním směru na ložisku 3, bylo vyvažování provedeno právě pro toto místo.

Při samotném vyvažování byl prvním krokem tzv. referenční (nultý) chod. V tomto chodu se v měřeném místě odečetly z přístroje hodnoty vibrací a fáze. Byla získána následující data:

$$v_{ef} = 1.0 \text{ mm/s}$$

$$\phi = 294.5^\circ$$

V dalším kroku, tzv. zkušebním, bylo do libovolně zvoleného místa (v našem případě 0°) na jednom z kotoučů umístěno zkušební závaží o hmotnosti 4.0 g a v měřeném místě byly znovu odečteny hodnoty vibrací a fáze. Byla získána následující data:

$$v_{ef} = 0.84 \text{ mm/s}$$

$$\phi = 278.4^\circ$$

Tento chod slouží pro zjištění citlivosti stroje na nevyváženost, co do velikosti a polohy. Určí se zde koeficienty vlivu. Při měření byly zjištěny tyto hodnoty:

$$\alpha = 0.08 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{g}^{-1}$$

$$\phi = 314.1^\circ$$

Poté byl v přístroji spuštěn výpočet, který určil velikost a polohu potřebného závaží pro vyvážení. Byla získána následující data:

$$m = 12.7 \text{ g}$$

$$\phi = 314.1^\circ$$

Po přidání požadovaného závaží do předepsaného místa byl na přístroji spuštěn tzv. kontrolní chod. V tomto chodu se znovu změří rychlost vibrací a fáze, aby se ověřilo, zda po přidání závaží skutečně došlo k vyvážení. Po dokončení kontrolního chodu byla získána následující data:

$$v_{ef} = 0.05 \text{ mm/s}$$

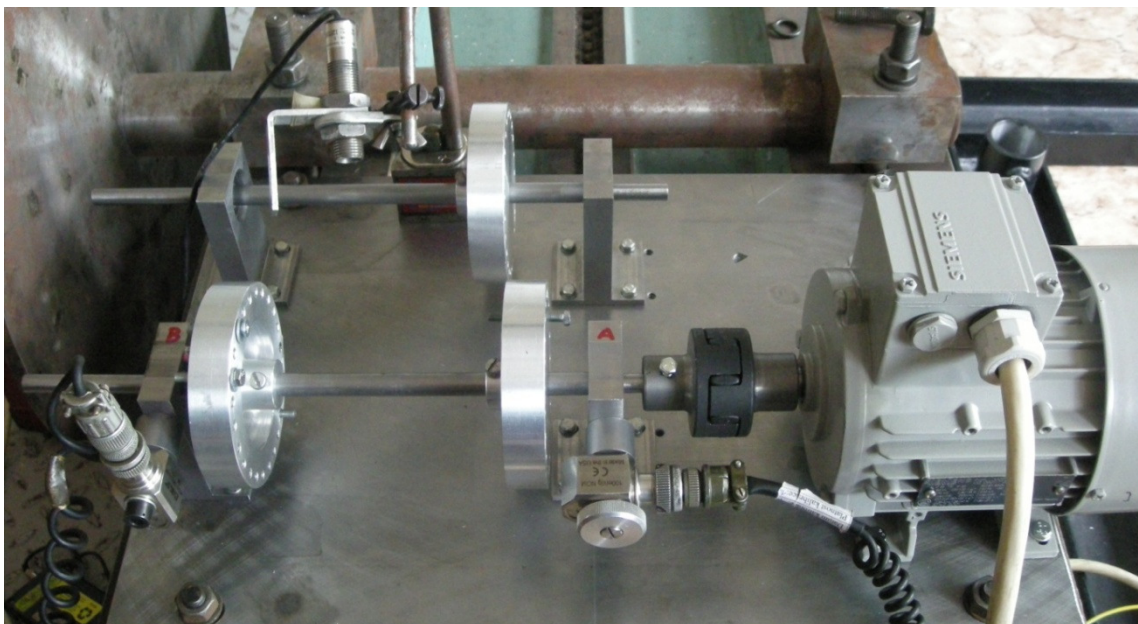
$$\phi = 299.7^\circ$$

Pokud by i po kontrolním chodu byly hodnoty vibrací neuspokojivé, lze provést i dovyvážení. Na přístroji se v takovém případě spustí znovu výpočet, který nám určí velikost i polohu dovyvažovacího závaží.

Po dokončení vyvažování byla hodnota vibrací v měřeném místě snížena z původních 0.96 mm/s na 0.05 mm/s. To podle normy ČSN ISO 10816-1 zařadilo měřený model z pásma strojů B do pásma A. V tomto pásmu obvykle leží hodnoty vibrací nově přejímaných strojů.

8.2 Vyvažování ve dvou rovinách

Při vyvažování ve dvou rovinách byly kotouče na modelu od sebe odděleny, jak je možné vidět na obr 18. Rovina / byla na kotouči u ložiska A a rovina // na kotouči u ložiska B.



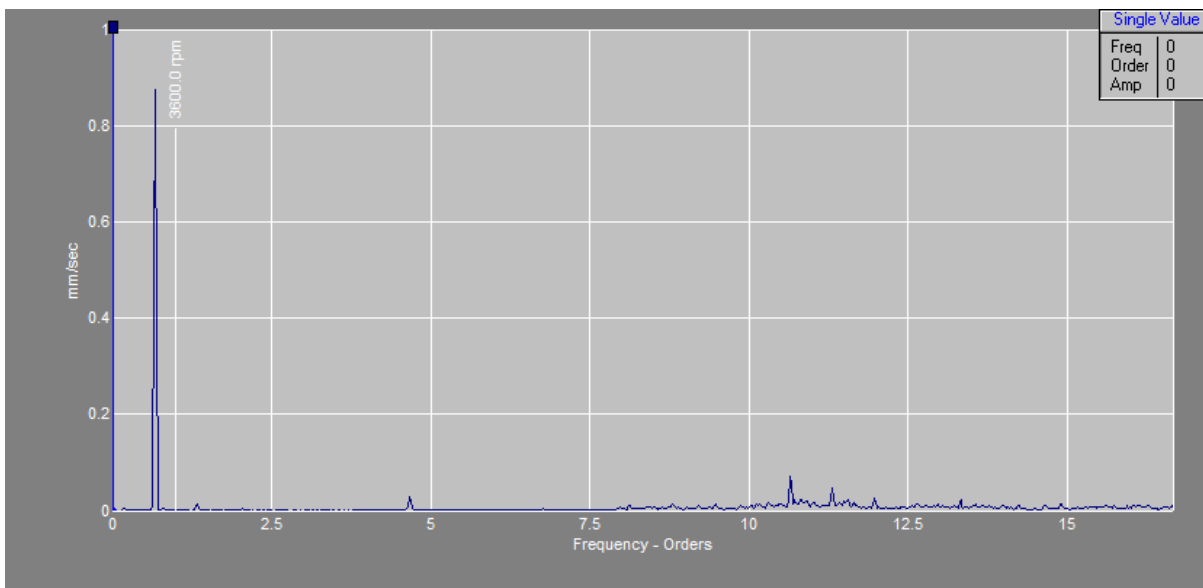
Obr. 18 Vyvažování ve dvou rovinách – rozložení kotoučů

Jako první byla opět naměřena spektra vibrací na obou ložiskových jednotkách ve všech směrech. Získaná data byla zpracována do tabulky 2.

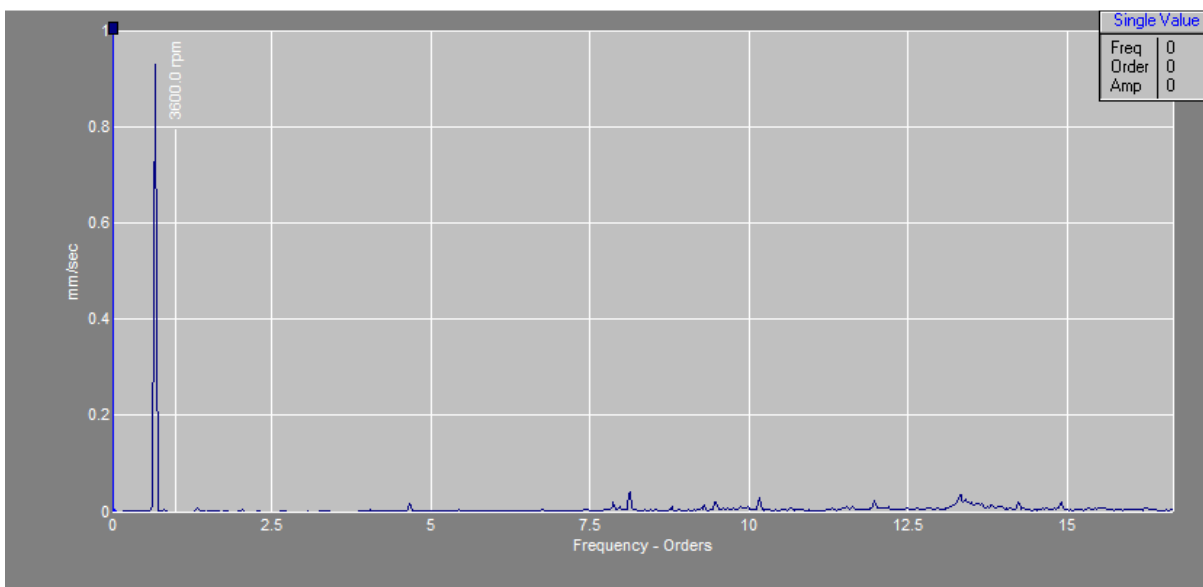
Rychlost	$v_{ef} [mm/s]$	
	3	4
Místo/směr		
Horizontálně	0.89	0.93
Vertikálně	0,42	0,14
Axiálně	0.49	0,50

Tab. 2 Celkové efektivní hodnoty vibrací – dvě roviny

Jak lze pozorovat z tabulky 2, nejvyšší hodnota vibrací byla zjištěna na čtvrtém ložisku v horizontálním směru. Spektra vibrací naměřená v horizontálním směru jsou zobrazena na obr. 19 a 20.



Obr. 19 Spektrum vibrací ložiska 3 v horizontálním směru – dvě roviny



Obr. 20 Spektrum vibrací ložiska 4 v horizontálním směru – dvě roviny

Skutečnost, že nejvyšší hodnota vibrací se objevila na ložisku 4, byla zapříčiněna tím, že závaží simulující přirozenou nevyváženost bylo umístěno na kotouči, který byl v blízkosti tohoto ložiska. Hodnota 0.93 mm/s náleží dle normy ČSN ISO 10816-1 strojům v pásmu *B*.

Při vyvažování ve dvou rovinách byl prvním krokem opět referenční (nultý) chod. V tomto chodu se změřily hodnoty vibrací a fáze pro ložiska *A* a *B*. Byla získána následující data:

Ložisko A

$$v_{ef} = 0.88 \text{ mm/s}$$

$$\phi = 293.2^\circ$$

Ložisko B

$$v_{ef} = 0.94 \text{ mm/s}$$

$$\phi = 286.4^\circ$$

Dalším krokem byl zkušební chod. V prvním zkušebním chodu bylo do vyvažovací roviny / přidáno zkušební závaží o velikosti 4.0 g a byly změřeny hodnoty vibrací a fáze pro obě ložiska. Byla získána následující data:

Ložisko A

$$v_{ef} = 0.66 \text{ mm/s}$$

$$\phi = 280.7^\circ$$

Ložisko B

$$v_{ef} = 0.78 \text{ mm/s}$$

$$\phi = 275.9^\circ$$

V druhém zkušebním chodu bylo stejně velké zkušební závaží přidáno do druhé vyvažovací roviny a opět byly změřeny hodnoty vibrací a fáze pro obě ložiska. Byla získána následující data:

Ložisko A

$$v_{ef} = 0.69 \text{ mm/s}$$

$$\phi = 277.2^\circ$$

Ložisko B

$$v_{ef} = 0.77 \text{ mm/s}$$

$$\phi = 272.1^\circ$$

Po skončení kontrolních chodů byly opět známy hodnoty koeficientů vlivu. Byly získány následující hodnoty zpracované v tabulce:

Ložisko	Rovina I	Rovina II
A	$\alpha_{aI} = 0.070 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{g}^{-1}$ $\phi_{aI} = 143.7^\circ$	$\alpha_{aII} = 0.071 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{g}^{-1}$ $\phi_{aII} = 143.7^\circ$
B	$\alpha_{bI} = 0.056 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{g}^{-1}$ $\phi_{bI} = 143.7^\circ$	$\alpha_{bII} = 0.068 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{g}^{-1}$ $\phi_{bII} = 143.7^\circ$

Tab. 3 Hodnoty příčinkových činitelů – dvě roviny

Po skončení druhého zkušební chodu byl v měřicím přístroji spuštěn výpočet, kterým byla určena velikost a poloha vyvažovacích závaží v jednotlivých rovinách. Výpočtem byla získána následující data:

Rovina I

$$m_{V1} = 8.58 \text{ g}$$

$$\phi_1 = 161.8^\circ$$

Rovina II

$$m_{V1} = 20.6 \text{ g}$$

$$\phi_2 = 322.8^\circ$$

Do předepsaných míst byla poté vložena požadovaná závaží. Následně byl spuštěn kontrolní chod pro ověření úspěšnosti vyvažování. Po skončení tohoto chodu byla obdržena následující data:

Ložisko A

$$v_{ef} = 0.24 \text{ mm/s}$$

$$\phi = 316.2^\circ$$

Ložisko B

$$v_{ef} = 0.06 \text{ mm/s}$$

$$\phi = 274.1^\circ$$

Pokud by hodnoty ani po kontrolním chodu nebyly uspokojivé, bylo by opět možné provést dovyvážení spuštěním dalšího výpočtu v měřicím přístroji.

Po skončení vyvažování byla maximální hodnota vibrací 0.24 mm/s , což dle ČSN ISO 10816-1 posunulo model z pásma strojů *B* do pásma *A*. Informace o pásmech strojů *A* a *B* jsou stejné jako v kapitole 8.1.

9. ZÁVĚR

Tato bakalářská práce ve svém úvodu popisuje problematiku nevyváženosti a její důsledek v praktickém životě. V prvních kapitolách jde o seznámení s mechanickým kmitáním, způsoby jeho vyhodnocení a vysvětlení základních veličin a vztahů. Zvláštní pozornost je věnována kmitání buzenému rotující hmotou, jelikož právě tento druh kmitání je pro tuto práci nejvýznamnější. Postupně jsou zde popsány jednotlivé typy nevyváženosti, příčiny jejich vzniku a také rady jakým způsobem je lze odstranit.

Součástí teoretické části je také alespoň základní rozdělení rotorů pro lepší pochopení odlišností v jejich vyvažování, cenových rozdílů s tím spojených a také různé náročnosti vyvažovacích postupů. Část této práce se věnuje také odlišnostem mezi vyvažováním provozním a na vyvažovacích strojích, výhodám a nevýhodám provozního vyvažování a také principu, na kterém vyvažovací stroje fungují. Jsou zde uvedeny také jiné možnosti příčin vibrací, jejich rozpoznání a odlišení od nevyváženosti. Je totiž velmi důležité vědět, zda je problém opravdu v nevyváženosti a ne v jiném technickém problému stroje. V tom případě není vyvažování hlavní prioritou. Závěr teoretické části této práce je věnován jednotlivým metodám provozního vyvažování. Metody jsou zde názorně a ve stručnosti popsány. Důležitý je fakt, že na daný problém může být použita kterákoliv z uvedených metod, ale vhodný výběr některé z nich dokáže uspořit cenný čas, po který musí být stroj odstavený.

V praktické části bylo úkolem navrhnout model pro provozní vyvažování, který umožní vyvažování ve dvou rovinách a bude pomáhat budoucím studentům při výuce vyvažování. Model byl sestaven na základě vypracované výkresové dokumentace, ve které byl brán ohled na požadavky, které byly na model kladeny. Mezi ně patřila dostatečná tuhost podstavné desky, aby nedošlo k jejímu rozkmitání, možnost ustavení celého modelu na stojan umístěný v jedné z laboratoří katedry a možnost připojení druhého hřídele pomocí řemenice. Také při návrhu kotoučů byl brán ohled na jejich hmotnost a tomu byla podřízena i volba jejich materiálu a tvaru.

Důležitou součástí praktické části bylo také samotné vyvažování. To bylo provedeno v jedné i ve dvou rovinách s měřením fáze pomocí optické sondy. Model byl zkonstruován velmi dobře a hlavně přesně, což však pro účely měření nebylo úplně ideální. Muselo se improvizovat přidáním závaží, které mělo simulovat přirozenou výrobní nevyváženost na modelu. Za použití přístroje pro zpracování a vyhodnocování signálu a snímačů vibrací byla obě vyvažování úspěšně provedena. Všechny výsledky byly zaznamenány a vyhodnoceny. Na základě celého měření byl sestaven i požadovaný návod do cvičení a protokol o vyvažování, který by měl studenty vyvažováním ve dvou rovinách provést

10. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] FRYML, Bohumil; BORŮVKA, Vladimír. *Vyvažování rotačních strojů v technické praxi*. Vyd. 1. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1962. 240 s. L13-B2-4-I/2504
- [2] BROUSIL, Jaromír; SLAVÍK, Jaromír; ZEMAN, Vladimír. *Dynamika*. Vyd. 1. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1989. 328 s. ISBN 80-03-00164-1.
- [3] LIENVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Pedagogické nakladatelství, 2003. 865 s. ISBN 80-86490-74-2.
- [4] Biloš, J. *Vibrační diagnostika* [online].
<http://www.337.vsb.cz/materialy/vibracni_diagnostika/vibro.htm>
- [5] LYONS, Jim. Dynamic Balancing : Causes, Corrections and Consequences. In . [s.l.] : [s.n.], 1998 [cit. 2010-05-09]. Dostupné z WWW:
<<http://www.irdbalancing.com/downloads/dynamicbalancing.pdf>>

11. SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A – Návod do cvičení pro vyvažování ve dvou rovinách

Příloha B – Postup vyvažování

Příloha C – Vyvažovací protokol pro vyvažování v jedné rovině

Příloha D – Vyvažovací protokol pro vyvažování ve dvou rovinách

Výkres sestavení modelu vyvažovacího stroje – SB3APM02-01

Výrobní výkres podstavné desky – SB3APM02-01.1

Výrobní výkres ložiskového tělesa – SB3APM02-01.2

Výrobní výkres hřídele – SB3APM02-01.3

Výrobní výkres kotouče – SB3APM02-01.4

Cvičení: Vyvažování ve dvou rovinách – vektorová metoda

A. Přípravná etapa – Měření v_{ef} a hodnocení dle ČSN ISO 10816-1

Postup:

1. Nakreslete schéma měřeného stroje:

2. Označení měřicího přístroje:

3. Celkové hodnoty efektivní rychlosti vibrací v_{ef}

Rychlost	v_{ef} [mm/s]						
Místo/směr							
Horizontálně							
Vertikálně							
Axiálně							

4. V tabulce zjistěte mohutnost vibrací tj. největší hodnotu v radiálním směru (která slouží k hodnocení dle ČSN ISO 10816)

maximální v_{ef} =

5. Hodnocení stroje dle normy ČSN ISO 10816-1

6. **Závěr:**

7. Nastavte nabídky na Micrologu tak, aby bylo možné měřit amplitudové spektrum a fázi složek.

8. Ustavte fotosondu, aby byl dostatečný signál pro spouštění měření.

9. Proved'te měření amplitudy a fáze otáčkové složky vibrací (1X) ve vybraných místech:

Složka 1X	(mm/s)/deg	
Místo/Směr		
Horizontálně		
Vertikálně		

10. Ohodnot'te poměr amplitud a fází s ohledem na možnost vyvažování ve dvou rovinách:

11. **Doporučení**

B. Vyvažování ve dvou rovinách s měřením fáze – vektorová metoda

1. Nultý chod

Ložisko 1

Ložisko 2

$$v_{01} =$$

$$v_{02} =$$

$$\varphi_{01} =$$

$$\varphi_{02} =$$

2. Zkušební závaží v první vyvažovací rovině:

$$m_{T1} =$$

3. První zkušební chod:

Ložisko 1

Ložisko 2

$$v_{11} =$$

$$v_{12} =$$

$$\varphi_{11} =$$

$$\varphi_{12} =$$

4. Zkušební závaží v druhé vyvažovací rovině:

$$m_{T1} =$$

5. Druhý zkušební chod:

Ložisko 1

Ložisko 2

$$v_{21} =$$

$$v_{22} =$$

$$\varphi_{21} =$$

$$\varphi_{22} =$$

6. Spusťte v Micrologu výpočet velikosti a polohy potřebných vyvažovacích závaží a tato závaží do požadovaných míst umístěte.

Ložisko 1

Ložisko 2

$$m_{V1} =$$

$$m_{V2} =$$

$$\phi_1 =$$

$$\phi_2 =$$

7. Kontrolní chod:

Ložisko 1

Ložisko 2

$$v_{k1} =$$

$$v_{k2} =$$

$$\varphi_{k1} =$$

$$\varphi_{k2} =$$

Příloha A: Návod do cvičení pro vyvažování ve dvou rovinách, část 3.

8. Změřte v_{ef} ve všech měřících bodech:

Rychlost	v_{ef} [mm/s]						
Místo/směr							
Horizontálně							
Vertikálně							
Axiálně							

9. **Závěr:**

Datum:

Měřil:

Podpis:

Vyvažování ve dvou rovinách s fází – vektorová metoda

Postup:

1. Nastavte analyzátor tak, abyste měřili spektrum vibrací ve frekvenčním rozsahu, který příliš nepřesahuje otáčkovou frekvenci. Display nastavte tak, abyste viděli současně amplitudu i fázi vibrací. Je vhodné použít obdélníkové okno.
2. Proved'te nultý chod – v tomto chodu změřte hodnoty vibrací a fáze pro ložiska A a B.
3. Zvolte velikost zkušebního závaží
4. Do libovolně zvoleného místa v první vyvažovací rovině (tj. na obvodu prvního kotouče) umístěte toto zkušební závaží.
5. Proved'te první zkušební chod – opět změřte amplitudu a fázi vibrací pro obě ložiska. Tento chod slouží ke zjištění citlivosti stroje na nevyváženost, co do velikosti a polohy. Zjistí se zde dva koeficienty vlivu.

Pozn.: Pro dosažení dobrého vyvážení je nutné, aby se buď amplituda, nebo fáze lišily alespoň o 30% od původních hodnot. Pokud tomu tak není, umístěte zkušební závaží do jiného místa (nebo změřte jeho hmotnost) a proved'te zkušební chod znovu.

6. Umístěte zkušební závaží do druhé vyvažovací roviny (tj. na obvodu druhého kotouče).
7. Proved'te druhý zkušební chod – opět změřte amplitudu a fázi vibrací pro obě ložiska. V tomto chodu se zjistí další dva koeficienty vlivu.
8. Na základě získaných dat nyní v analyzátoru spust'te výpočet velikosti a polohy vyvažovacích závaží.
9. Umístěte požadovaná závaží do předepsaných míst v obou vyvažovacích rovinách.
10. Spust'te kontrolní chod – opět změřte amplitudu a fázi vibrací pro obě ložiska. Tento chod slouží k ověření, zda bylo dosaženo vyvážení.
11. Pokud výsledky vyvažování nejsou uspokojivé, spust'te v analyzátoru výpočet velikosti a polohy dovyvažovacích závaží, ty umístěte do vyvažovacích rovin a proved'te kontrolní chod znovu.

Příloha C – Vyvažovací protokol pro vyvažování v jedné rovině

SKF ~~0808~~ MAY 10

Page 1

Balance Report

ID:

WEIGHTS LEFT IN FOREVER:NO Y&>@

	Trial Weights			Runout	
Weight:	4.0	GRMS	Mag :	0	MM/S
Angle :	0	DEG	Phase :	0	DEG

Data

Reference Run			Trial Run #1		
Speed :	39.9217	Hz	Speed :	39.9438	Hz
Mag :	1.0364	MM/S	Mag :	0.8429	MM/S
Phase :	294.5	DEG	Phase :	278.3999	DEG

Trim Run			Influ Coefficient		
Speed :	39.9445	Hz	Mag :	0.0813	GRMS/MM/S
Mag :	0.0549	MM/S	Angle :	160.3996	DEG
Phase :	299.7	DEG			

Correction Weight

Initial Weight			Trim Weight		
Weight:	12.7356	GRMS	Weight:	2.2069	GRMS
Angle :	314.1003	DEG	Angle :	98.3039	DEG

Příloha D – Vyvažovací protokol pro vyvažování ve dvou rovinách

SKF

06-MAY-10

Page 1

Balance Report

ID:

WEIGHTS LEFT IN FOREVER:NO

Trial Weights				Runout			
	Point A	Point B			Point A	Point B	
Weight:	4.0	4.0	GRMS	Mag :	0	0	MM/S
Angle :	0	0	DEG	Phase :	0	0	DEG

Data

Reference Run				Trial Run #1			
Speed :	39.9213		Hz	Speed :	39.9404		Hz
	Point A	Point B			Point A	Point B	
Mag :	0.8845	0.9461	MM/S	Mag :	0.6583	0.7827	MM/S
Phase :	293.2	286.3999	DEG	Phase :	280.7	275.8999	DEG

Trial Run #2				Trim Run			
Speed :	39.9356		Hz	Speed :	39.9241		Hz
	Point A	Point B			Point A	Point B	
Mag :	0.6987	0.7734	MM/S	Mag :	0.2438	0.0651	MM/S
Phase :	277.2	272.1	DEG	Phase :	316.2	274.1	DEG

Influ Coefficient

Plane 1				Plane 2			
	Point A	Point B			Point A	Point B	
Mag :	0.0701	0.0567	GRMS/MM/S	Mag :	0.0717	0.0685	GRMS/MM/S
Angle :	143.7091	145.339	DEG	Angle :	155.3391	150.5733	DEG

Correction Weight

Initial Weight				Trim Weight			
	Point A	Point B			Point A	Point B	
Weight:	8.5883	20.6074	GRMS	Weight:	2.2069	2.6743	GRMS
Angle :	161.7941	322.8419	DEG	Angle :	98.3039	267.0521	DEG